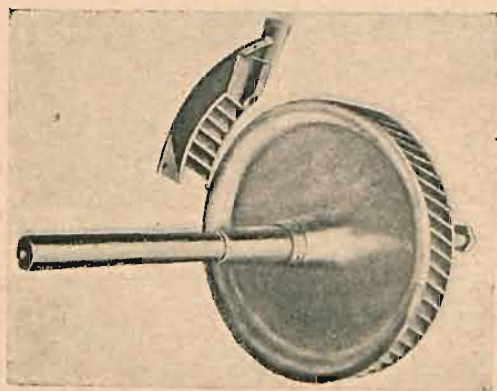


środku ciężkości. Z tego również względu, wałek jest osadzony nie w jednym, — jak to często praktykuje się w mniejszych turbinach —, lecz w dwóch łożyskach z pierścieniowym smarowaniem, zaopatrzonych w długie brązowe panewki wahliwe, nastawiające się samoczynnie wzdłuż wałka.

Regulacja liczby obrotów odbywa się, podobnie jak w innych typach małej mocy, przez dławienie pary wlotowej zapomocą wentyla, połączonego drążkami bezpośrednio z regulatorem *R*, umieszczonym na końcu wałka w osobnej osłonie. Niezależnie od regulatora dopływ pary może być miarkowany przez przymykane ręczne poszczególnych dysz, zwłaszcza, jeżeli turbina ma dłuższy czas pracować przy mniejszem niż normalne obciążeniu. Wreszcie na wypadek raptownego spadku obciążenia, turbina posiada jeszcze regulator bezpieczeństwa *Q*, który przy przekroczeniu liczby obrotów o 10% ponad normalną odcina natychmiast całkowicie dopływ świeżej pary do dysz.



Rys. 29.

Turbina parowa fabryki Brandel i Witoszyński jest, jak wynika z powyższego opisu, jednostopniową akcyjną turbiną promieniową z kilkoma stopniami prędkości. Kilkakrotny przebieg pary przez wieniec wirnikowy, połączony ze stopniem zmniejszaniem szybkości pary, pozwala na stosowanie umiarkowanej prędkości obwodowej i umiarkowanej liczby obrotów przy uniknięciu przekładni zębatych.

Rozkład dysz *D* i kierownic *K* nad wirnikiem *W* jest przedstawiony na rys. 28. Zewnętrzny widok wirnika wraz z wałem, kierownicy i dyszy turbiny 2,5 konnej przed-

stawia rys. 29, na podstawie którego łatwo można sobie przedstawić przepływ pary. Turbiny te pracują z liczbą obrotów od 1800 do 4000 obr/min.

§ 9. Osiowe turbiny kombinowane.

W celu usunięcia wad, a wyzyskania zalet poszczególnych systemów przedtem rozważanych, powstały różne kombinacje turbin. Dla wytworzenia wielkiej mocy obecnie może najwięcej są rozpowszechnione kombinowane turbiny osiowe i to przedewszystkiem w następujących połączeniach:

- 1) koło Curtis'a z wielostopniową turbiną akcyjną,
- 2) koło Curtis'a z wielostopniową turbiną reakcyjną,
- 3) kilkostopniowa turbina akcyjna z wielostopniową reakcyjną.

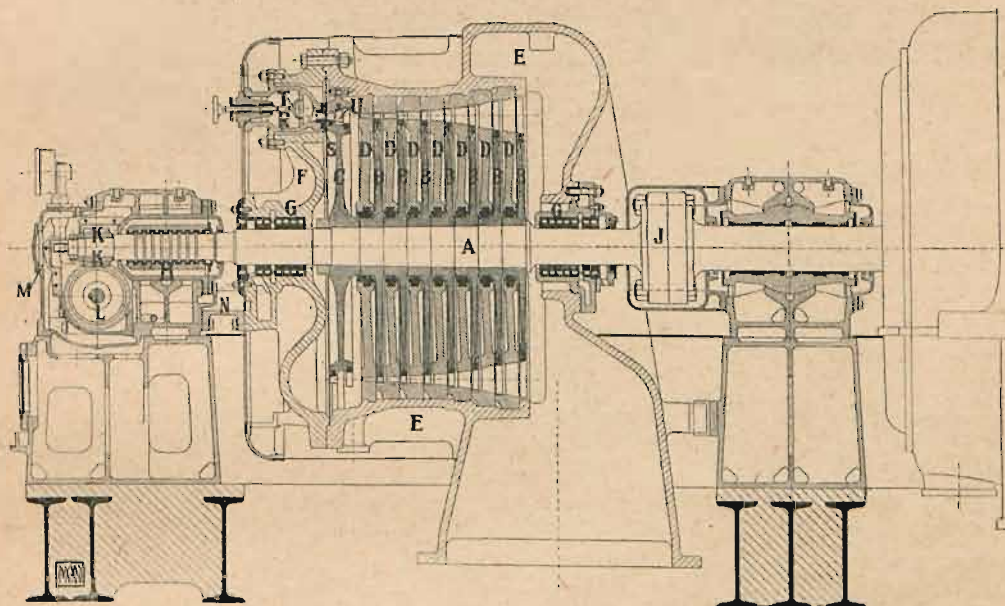
§ 9-a. Koło Curtis'a w połączeniu z wielostopniową turbiną akcyjną.

Typ powyższy powstał w fabryce turbin parowych towarzystwa „A. E. G.” w Berlinie. Obecnie budują go także fabryki, które dawniej wykonywały wyłącznie turbiny systemu Rateau'a lub Zoelly'ego, np. Škoda w Pilźnie, Bergmann w Berlinie, „M. A. N.” w Norymberdze. Konstrukcję ostatniej fabryki uwidocznia rys. 30.

Para świeża zamienia w dyszach *S* większą część swej prężności na prędkość, rozprężając się na 3 do 2,5 atm. abs. Zasilanie koła Curtis'a *C*, posiadającego wieniec kierowniczy *U*, odbywa się na części obrotu. Po oddaniu pracy w kole Curtis'a para ply-

nie do wielostopniowej (3 do 11 stopni ciśnienia) turbiny akcyjnej, składającej się z kół kierowniczych *D* i z wirników *B*, zasilanych na całym obwodzie wieńców; w końcu uchodzi całkowicie rozprężona do skraplacza.

Kierownice posiadają uszczelnienia przy piastach wirników. Łożysko grzebieniaste *H* podejmuje nacisk, działający w kierunku prądu pary z powodu uderzania pary o krawędzie łopatek, jak również z powodu większego tarcia po stronie dolotowej niż po stronie wylotowej łopatek. Napęd ślimakowy *K* uruchamia wał *L*, pędzący regulator. Sprzęgło *J* łączy wał turbinowy z wałem generatorowym. Jako dławnice *G* zastosowano tutaj pierścienie stałe, wykonane z mieszaniny węgla z grafitem.



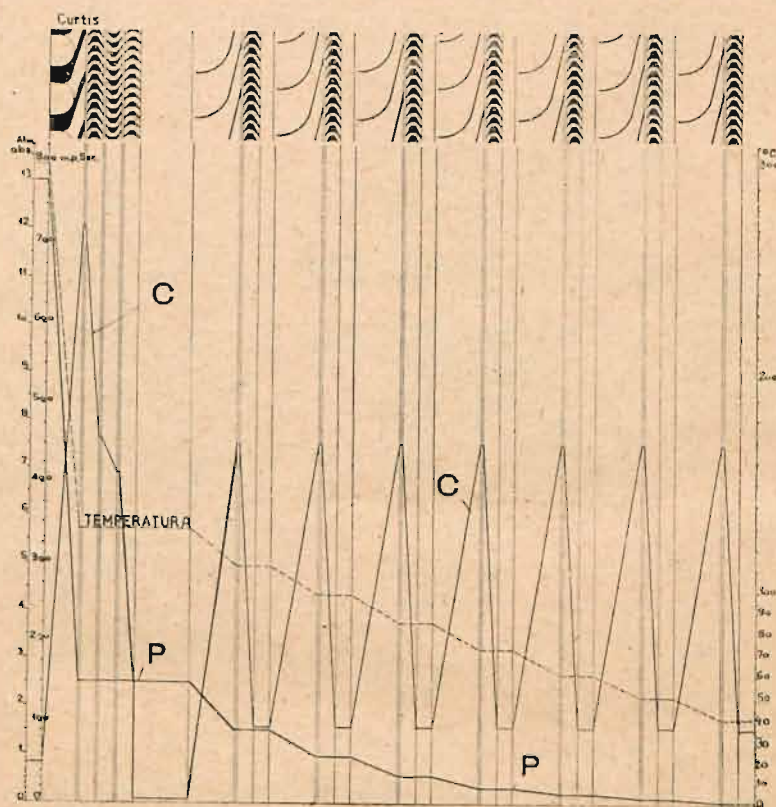
Rys. 30.

W powyższym ustroju tworzy koło Curtis'a część wysokoprężną, a wielostopniowa turbina akcyjna część niskoprężną. Przebieg ciśnień p , prędkości pary c oraz temperatury wynikają z rys. 31, wyjętego z katalogu Škody.

W porównaniu z turbiną Zoelly'ego lub Rateau'a, rozważany typ kombinowany posiada pewne zalety, mianowicie całość turbiny jest trochę krótsza, do osłony turbinywej wchodzi para o stosunkowo niskim ciśnieniu i niskiej temperaturze, przez co zapobiega się odkształceniom osłony oraz ułatwia się uszczelnienie wału w dławnicy po stronie wysokoprężnej. Łopatki koła Curtis'a muszą wprowadzić opanować znacznie większe prędkości pary, niż w turbinach Zoelly'ego i Rateau'a, lecz działa na nie para, posiadająca tylko średnią temperaturę i małą gęstość, co ułatwia stosowny dobór materiału na łopatki. Po przepływie przez koło Curtis'a para posiada tak dużą objętość, że już pierwszy wirnik części niskoprężnej może być zasilany na całym obwodzie, przez co unika się strat, spowodowanych oporami wentylacyjnymi. Dzięki temu ogólny współczynnik sprawności turbiny typu rozważanego jest równie dobry, jak turbin Zoelly'ego, pomimo że współczynnik sprawności koła Curtis'a nie jest tak korzystny, jak wirnika akcyjnego o jednym stopniu prędkości.

W porównaniu z turbiną Parsons'a większość zalet poprzednio wymienionych uwydatnia się jeszcze znacznie więcej, przede wszystkim przez skrócenie osłony. Oprócz

tego niezawodność biegu jest znacznie większa niż u Parsons'a, ponieważ turbina nie posiada łoków odciążających, a szczeliny pomiędzy łopatkami a osłoną są dostatecznie duże. Skutkiem tego może ona być uruchomiona bez dłuższego poprzedniego ogrzewania. Zapotrzebowanie pary jest korzystniejsze, niż przez wielostopniową turbinę reakcyjną, ponieważ nie zachodzą wspomniane poprzednio straty pary przez szczeliny. W końcu dodać można, że koszt wykonania są mniejsze, niż typu Parsons'a, lecz wybór stosownego materiału na łopatki znacznie trudniejszy, z powodu większych prędkości pary, więc i większego obciążenia jednostkowego łopatek. W razie nieodpowiedniego materiału



Rys. 31.

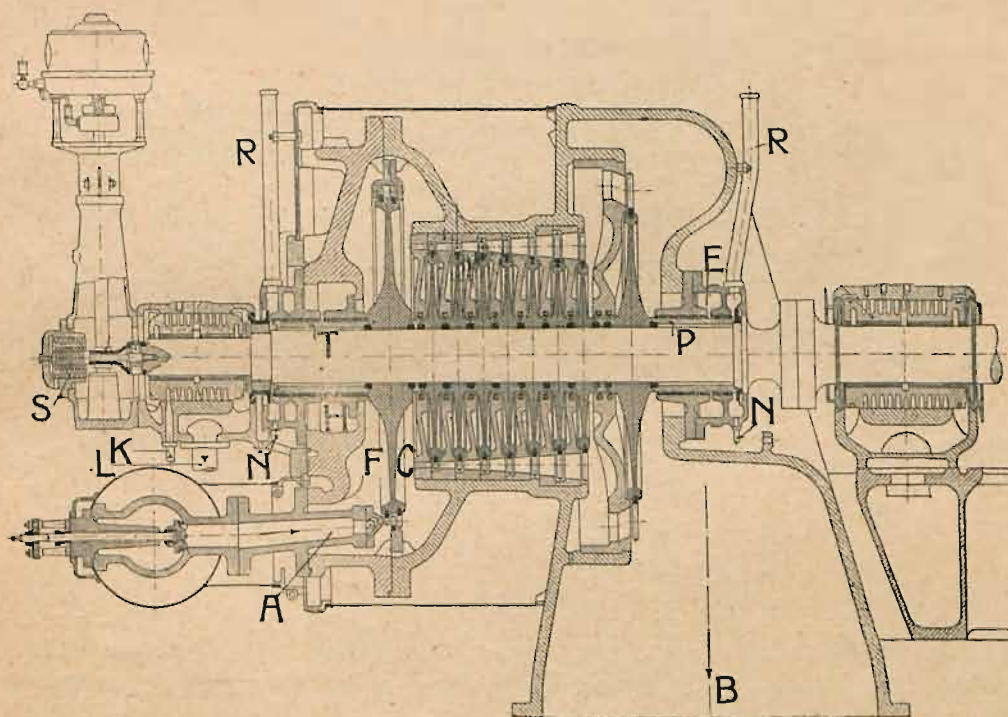
łopatek, może w dosyć krótkim czasie nastąpić nadmierne ścieranie się ich, podobnie jak w wielostopniowej turbinie akcyjnej.

Osiągnięcie wielkiej mocy ponad 5000 kW w jednym silniku przy dużej liczbie obrotów $n = 3000$ obr./min., co ze względu na generator elektryczny o prądzie zmiennym i na obniżenie kosztów wytwórczych jest bardzo pożądane, wymagało zastosowania pewnych zmian konstrukcyjnych w stosunku do budowy, przedstawionej na rys. 30. Maksymalna moc turbiny parowej przy pewnej liczbie obrotów jest bowiem określona przez wolny przekrój przepływowy dla pary w wieńcu łopatkowym ostatniego wirnika, więc przez średnicę tegoż wirnika i długość jego łopatek. Swobodną, więc wystającą długość l łopatek ponad wirniki, wykonywa się zwykle w zależności od średniej średnicy wirnika D_m , mierzonej od środka wysokości łopatek, mianowicie spotykamy najczęściej:

$$l \leq \frac{D_m}{5}$$

Stosowanie większej długości łopatek zachodzi rzadko i jest naogół niewłaściwe, gdyż wolny przekrój przepływowy pomiędzy łopatkami wirnika byłby wtedy przy zewnętrznej średnicy wienca znacznie większy, niż przy wewnętrznej średnicy, i naprężenia jednostkowe łopatek, zwłaszcza przy prędkościach obwodowych wirnika ponad 200 m/sec. i D_m ponad $1,2\text{ m}$, byłyby bardzo duże, a prócz tego zbyt długie łopatki łatwo podlegałyby drganiom niebezpiecznym. Nie mogąc dowolnie powiększać długości łopatek, należało powiększyć średnicę ostatniego wirnika, a gdyby to było niemożliwe, podzielić tenże wirnik na dwa, pracujące równolegle, lub też zastosować kilka równolegle pracujących stopni wypustowych.

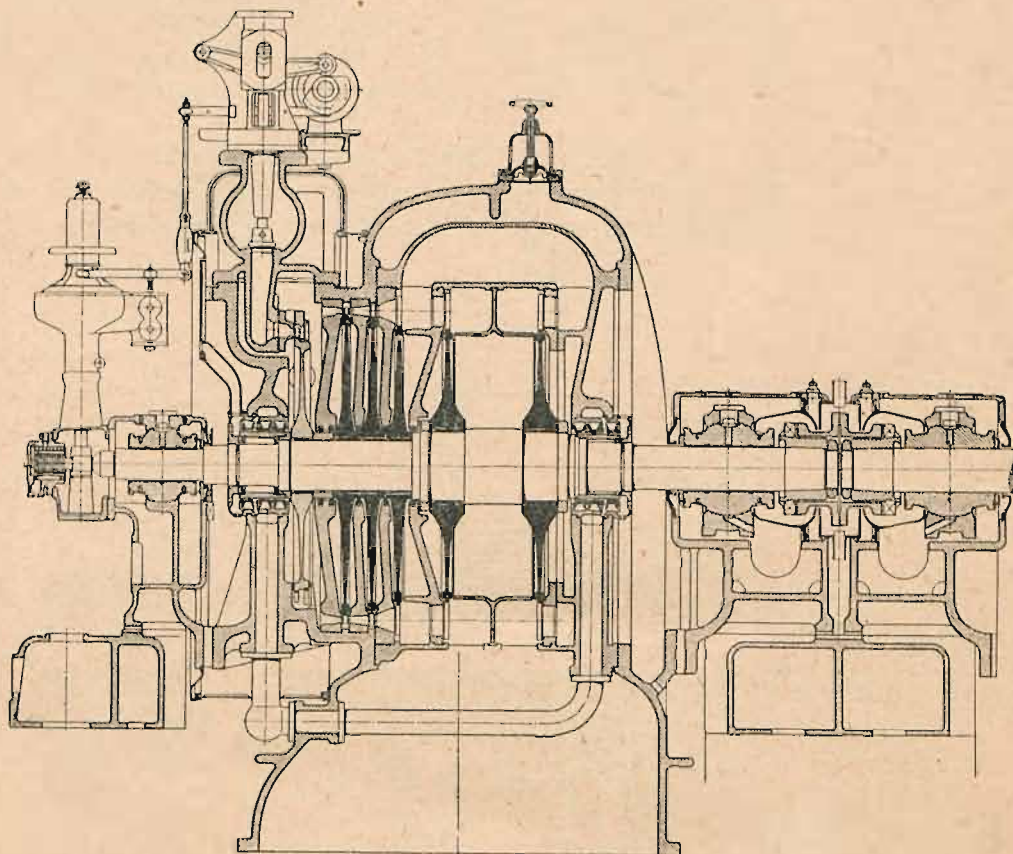
Celem osiągnięcia wyniku pożądanego fabryki używają różnych środków. Fabryka turbin parowych *A. E. G.* w Berlinie stosuje w turbinach o wielkiej mocy przy dużej liczbie obrotów konstrukcję według rys. 32, w której ostatni stopień ciśnienia posiada



Rys. 32.

znacznie większą średnicę, — a przy dalszem zwiększaniu mocy jednego silnika do 25000 kW przy $n = 3000\text{ obr./min.}$ używa budowy, wskazanej na rys. 33, aby powiększyć wolny przekrój przepływowy i uzyskać możliwie małe straty wylotowe. W tym ustroju ostatni wirnik jest podzielony na dwa koła o niewielkiej średnicy, więc mniej naprężone, a wolny przekrój przepływowy przez wieniec łopatkowy jest podwojony, skutkiem czego można przy pewnej liczbie obrotów osiągnąć moc podwójnej wielkości. Ponieważ para przepływa te dwa koła w kierunku przeciwnym, możnaby w celu dalszego zmniejszenia długości łopatek z powodzeniem zastosować reakcyjne łopatki, bez potrzeby używania tłoka odciążającego. Turbina według rys. 33 odznacza się małą liczbą wirników i nieznaczną długością osłony, której budowa nie jest jednakże zbyt prosta. Zastosowana wielka prędkość obwodowa wymaga używania wyborowego materiału na wirniki oraz bardzo staran-

nego wyrównoważenia ich, aby zapobiedz pękaniu kół pod wpływem nadmiernych naprężeń, lub pod wpływem zmęczenia materiału z powodu drgań wirników. Ponieważ liczba stopni ciśnienia jest mała, a prędkość pary w kanałkach łopatkowych — duża, fabryka wykonywująca musi posiadać duże doświadczenie pod względem doboru stosownego

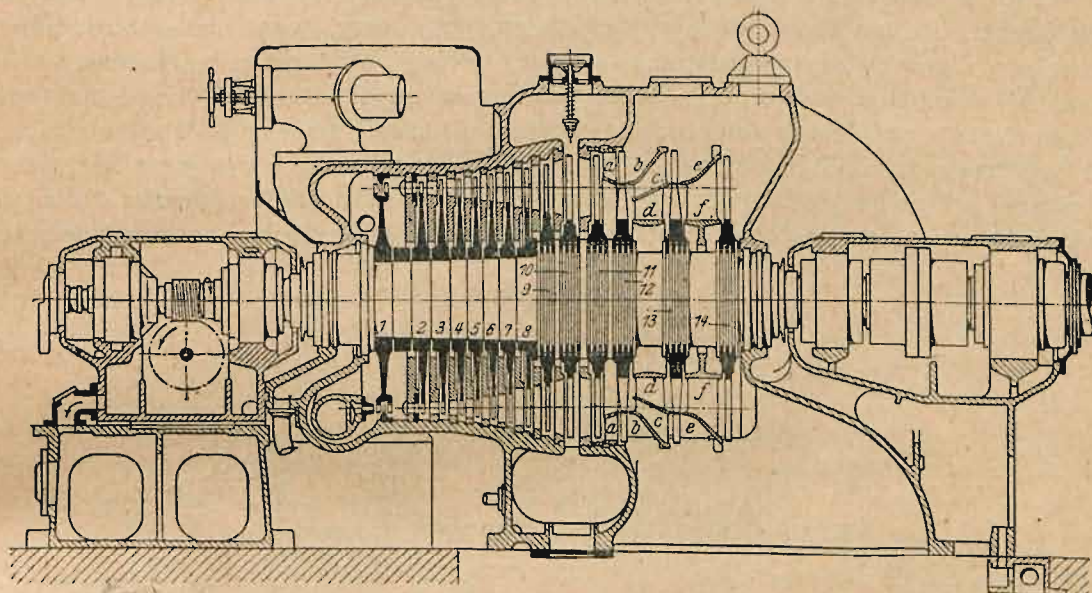


Rys. 33.

materiału na łopatki, racjonalnej ich budowy i umiejętnego umocowania w wirnikach, aby uniknąć nadmiernego zdzierania się łopatek, względnie ich łamania się pod wpływem nadmiernych naprężeń i zachodzących drgań.

Z powodu obawy o nadmierne zdzieranie się łopatek przy wielkiej prędkości pary oraz celem zmniejszenia naprężeń w częściach wirujących i umożliwienia używania niezbyt kosztownych materiałów, niektóre fabryki używają jeszcze obecnie większej liczby stopni ciśnienia i wprowadzają dzielenie wieńców łopatkowych nie tylko w ostatnim, lecz i w kilku poprzednich stopniach. Fabryka angielska Metropolitan Vickers Electrical Co. w Manchester buduje turbiny konstrukcji inż. Baumanna; — wykonanie takiej turbiny o mocy 12500 kW przy $n = 3000$ obr./min. widzimy na rys. 34. Składa się ona z koła Curtis'a o dwóch stopniach prędkości, dziesięciu jednostopniowych kół akcyjnych Rateau'a i trzech równolegle pracujących stopni wypustowych, dzięki którym wolny przekrój wylotowy zostaje powiększony o blisko 22%, a straty wylotowe w turbinie zostają odpowiednio zmniejszone; — średnia średnica wieńców łopatkowych wynosi 1070 mm, a przy mniejszym ciśnieniu admisyjnym fabryka zastępuje koło Curtis'a jednym kołem Rateau'a (patrz koniec § 7).

Po opuszczeniu 11-go wirnika strumień pary jest tutaj dzielony na dwie części. Część pary płynie przez wieniec łopatkowy kierownicy *a*, ograniczony wewnątrz na rysunku widocznym pierścieniem, (kierownica kończy się na tym pierścieniu, nie dochodzi więc do wału turbinowego), rozpręża się w tejże kierownicy na ciśnienie, panujące w kondensatorze, wykonywa pracę w zewnętrznym akcyjnym wieńcu łopatkowym wirnika 12-go i odpływa do kondensatora; — cały wieniec łopatkowy jest tutaj bowiem promieniowo podzielony. Reszta pary przechodzi swobodnie z 11-go wirnika do wewnętrznej części wieńca łopatkowego 12-go wirnika, zaopatrzonej w łopatki o kształcie, dającym reakcję i bardzo mały spadek ciśnienia, a zatem i małą zmianę prędkości pary przepływającej; — praca, wykonana w tejże wewnętrznej części wieńca 12-go jest



Rys. 34.

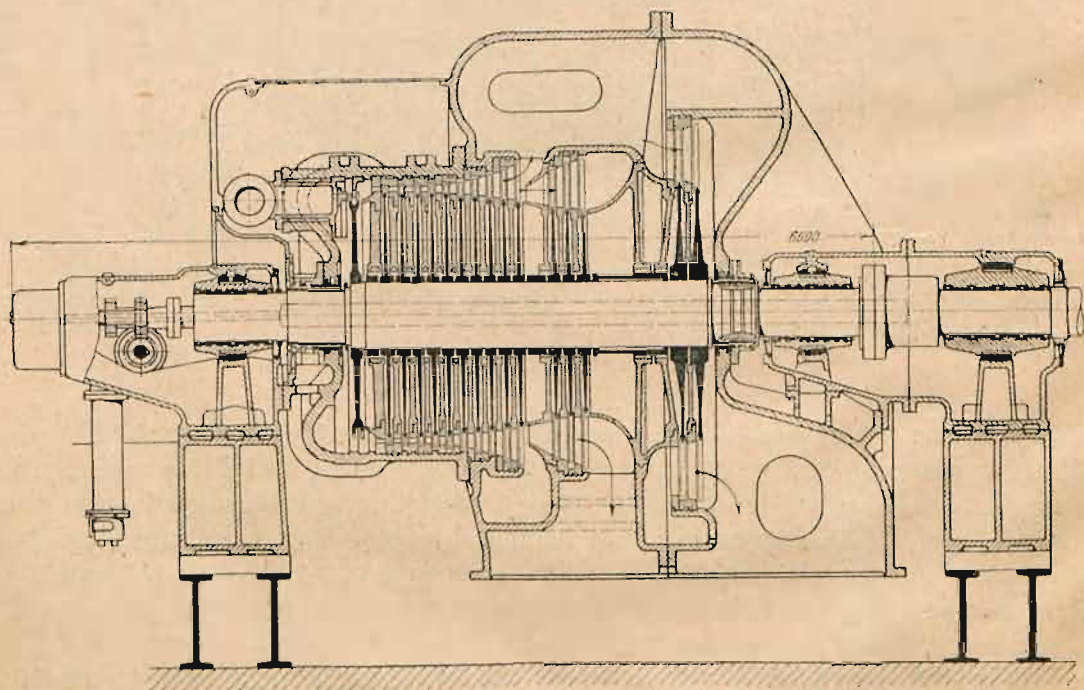
więc nieduża. Para, wychodząca z wewnętrznego wieńca łopatkowego wirnika 12-go, dzieli się powtórnie na dwa strumienie; — jeden rozpręża się w kierowniczych łopatkach *c* na ciśnienie w kondensatorze, oddaje pracę w zewnętrznym wieńcu łopatkowym wirnika 13-go i odpływa do skraplacza, drugi natomiast rozpręża się nieznacznie w kierownicy *d* i wykonywa przy równoczesnej nieznacznej ekspansji niewielką pracę w wewnętrznym wieńcu łopatkowym wirnika 13-go, a dopiero w kierownicy *f* rozpręża się na ciśnienie w kondensatorze i odpływa po oddaniu pracy w 14-ym wirniku do kondensatora.

Pomimo tego, że para, wykonywująca pracę w 14-ym wirniku, zostaje niedostatecznie zużytkowana pod względem oddawania pracy w 12-ym i 13-ym wirniku, powodując przez to zwiększenie strat przez tarcie, turbina podobnej budowy posiada z powodu dużego wolnego przekroju przepływowego w ostatnim stopniu ciśnienia małe straty wylotowe i daje moc około 2,2 razy większą. Co do podobnej budowy możnaby mieć natomiast pewne wątpliwości praktyczne, mianowicie wykonanie łopatek, podzielonych ścianką w swej wysokości na dwie części, musi być kosztowne (kosztowne frezowanie), z powodu zaś konieczności zastosowania bardzo wąskich szczelin pomiędzy temi ściankami w kierownicy i w wirniku, celem zapewnienia prawidłowego podziału strumienia pary, łatwo zajść mogą przy wydłużaniu się poszczególnych części pod wpływem działania,

wysokich temperatur, lub przy niezbyt dokładnem nastawieniu łoża stopowego, zatarcia się wirników z dzielonymi wieńcami łopatkowymi o kierownicę. Skutki takich zatarć mogą być przyczyną długich postojów silnika.

W turbinie rys. 34 go oryginalną budowę wykazują wirniki niskoprężne 9 do 14, które są dwudzielne. W piaście wirnika są wytoczone pierścienie, połączone zapomocą śrub z odpowiednimi pierścieniami, wytoczonymi na wale turbiny. Połączenie tego rodzaju tylko wtedy może skutecznie opanować siły odśrodkowe, jeśli otwory na śruby przytwierdzające zostaną wykonane z nadzwyczajną dokładnością, ponieważ zaś wykonanie warsztatowe podobnej konstrukcji jest bezwątpienia kosztowniejsze, niż wykonanie kół z jednego kawałka, przeto wątpić należy, czy znajdzie ono naśladowców.

Myślą przewodnią budowy turbiny według rys. 34, t. j. zastosowanie, ze względu na dążność do uzyskania niezbyt wielkich prędkości pary, dosyć dużej liczby stopni ciśnienia i powiększenie w ostatnich stopniach wolnego przekroju przepływowego przez podział strumienia parowego, — urzeczywistnia w swych turbinach kombinowanych (koło Curtis'a z wielostopniową turbiną akcyjną) o wielkiej mocy także fabryka Fraser & Chalmers (rys. 35). Główna konstrukcyjna różnica tej turbiny względem poprzednio opisaney polega na tem, że para wychodząca z 11-go wirnika, dzieli się na dwa strumienie z których wewnętrzny wykonywa pracę przed ujściem do kondensatora w trzech dalszych



Rys. 35.

wirnikach, a zewnętrzny tylko w dwóch wirnikach o większej średnicy i większej długości łopatek. Skutkiem tego budowa osłony turbiny jest więcej zawiła, lecz wykonanie łopatek jest prostsze i nie zachodzi obawa zatarcia się wieńców łopatkowych o wieńce kierownic.

Turbiny kombinowane, składające się z koła Curtis'a i wielostopniowej turbiny akcyjnej, są obecnie wykonywane dla bardzo wielkiej mocy mechanicznej w jednym silniku i w jednej osłonie, mianowicie przy $n = 3000$ obr./min. dla mocy do 25 000 kW.

przy $n = 1500$ obr./min. dla mocy do 40 000 kW, przy $n = 1000$ obr./min. dla mocy do 60 000 kW.

W budowie tych turbin zarysowują się obecnie dwa zasadnicze kierunki:

A) budowa według rys. 34 i 35, stosowana przez zwolenników mniejszych naprężeń materiałów w wirnikach i w łopatkach, oraz mniejszych prędkości pary;

B) budowa według rys. 32 i 33, stosowana przez zwolenników możliwie krótkiej i prostej turbiny, w której poszczególne części są jaknajumiejtniej wykonane, z materiałów najlepszych, więc kosztownych.

Oczywiście, że dla mniejszej mocy będzie się używać nadal budowy, podobnej do wskazanej na rys. 30, lecz przeważnie z mniejszą liczbą wirników.

Nie ulega wątpliwości, że ostrożny inżynier ruchu, dbający o możliwą niezawodność swych silników, często wybierze silnik, wymieniony pod A), lecz nowoczesny inżynier, wytwarzający silniki, dążyć będzie całą siłą swej woli do opanowania trudności, następujących się przy budowie turbin, wymienionych pod B), w słusznym przekonaniu, że przyszłość należy do tego typu.

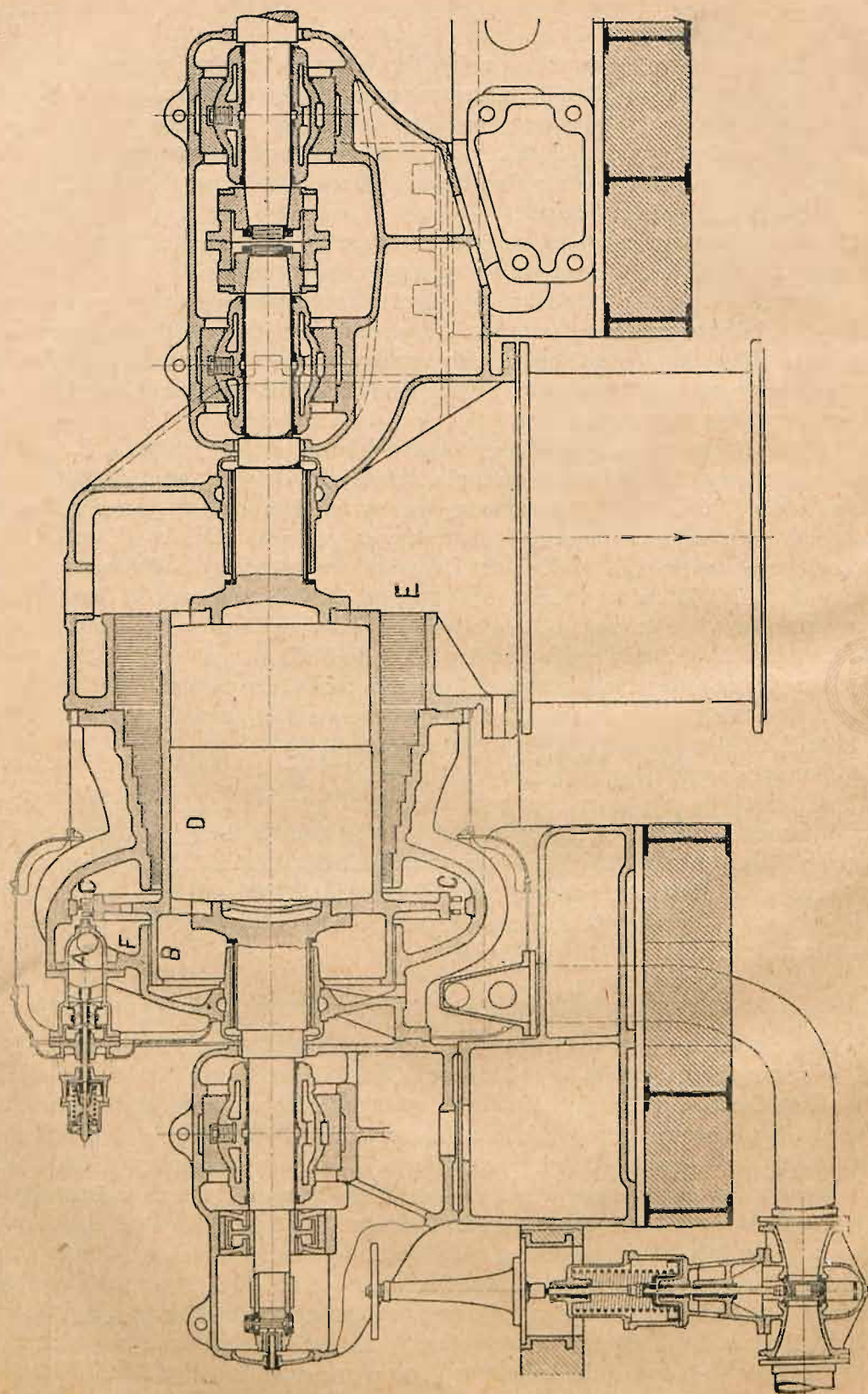
Dążenie tego rodzaju uwydatnia się dobitnie w konstrukcjach fabryki A. E. G. w Berlinie, której turbiny przy $n = 3000$ obr./min. składają się dla mocy aż do 5000 kW z koła Curtis'a i 6 lub 5 kół Zoelly'ego jednakowej, niezbyt wielkiej średnicy (materiał wirników nie potrzebuje być najprzedniejszy), — dla mocy powyżej 5000 kW z koła Curtis'a i tylko 4 kół Zoelly'ego o większej średnicy (materiał wirników wyborowy), — dla bardzo wielkiej zaś mocy aż do 25 000 kW są wykonane według rys. 32, lub zwłaszcza 33. Turbogeneratory tej samej fabryki o mocy 50 000 do 60 000 kW składają się przy $n = 1000$ obr./min. z koła Curtis'a i 9 kół Zoelly'ego o średnicy 3400 do 3800 mm ($u = 180$ do 200 m/sek.), są więc w swej budowie znacznie krótsze i znacznie prostsze, niż opisane poprzednio turbiny amerykańskie systemu Parsons'a. W turbogeneratorach o mocy powyżej 10 000 kW fabryka A. E. G. stosuje cztery łożyska i sprzęgło elastyczne.

Podobnych zasad trzyma się fabryka Škody w Pilźnie.

Inne fabryki stosują z przyczyn poprzednio podanych większą liczbę stopni ciśnienia, czyli mniejsze prędkości pary. Np. turbina fabryki La Société de Construction Mécanique w Paryżu o mocy 15 000 kW przy $n = 1250$ obr./min. składa się z koła Curtis'a i 11 kół akcyjnych Rateau'a, a o mocy 6000 kW przy $n = 3000$ obr./min. — z koła Curtis'a i 7 kół Rateau'a, — turbina fabryki Bergmanna w Berlinie o mocy 2500 kW przy $n = 3000$ obr./min. z koła Curtis'a i 8 kół akcyjnych.

§ 9-b. Koło Curtis'a w połączeniu z wielostopniową turbiną reakcyjną.

Typową konstrukcję powyższego systemu, budowaną np. przez fabrykę Brown-Boveri'ego, pierwszą Brneńską (E. B.), Tosi'ego, Gutehoffnungshuette i t. d., przedstawia rys. 36. Koło Curtis'a, posiadające dwa lub trzy, wyjątkowo w bardzo wielkich turbinach okrętowych nawet cztery stopnie prędkości, tworzy część wysokoprężną, wielostopniową turbiną reakcyjną — część niskoprężną turbiny. W wielu wykonaniach posiada bęben, podobnie jak u Parsons'a, także dwie do trzech różnych średnic. Para świeża dopływa przy A , rozpręża się w dyszach przed kołem Curtis'a C na 3 do 2,5 atm. abs., wykonywa pracę w kole Curtis'a, zasilaniem na części obwodu, a potem wchodzi do wielostopniowej części reakcyjnej, zasilanej na całym obwodzie wieńców. Do skraplacza uchodzi przy E . W kole Curtis'a para posiada wielką prędkość, natomiast część niskoprężną przepływa z małą prędkością. Bęben spoczywa na wałach, ułożonych w łożyskach. Na jedną stronę tłoka odciążającego B działa ciśnienie, panujące w przestrzeni F , więc 3 do 2,5 atm. abs.

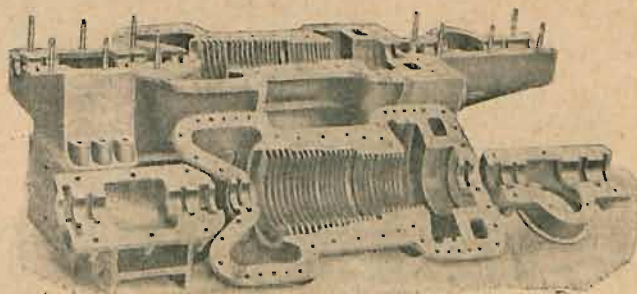


Rys. 36.

na drugą — prężność pary wylotowej, dochodzącej przez otwory, znajdujące się w końcowych ściankach bębna *D*. Podstawy łożysk stanowią całość z dolną częścią osłony, jak to wynika z fotografii rys. 37.

Powyższa kombinacja turbiny usuwa najdotkliwsze wady turbiny Parsons'a, zachowując dodatnie jej strony. Mianowicie źle pracującą część wysokoprężną turbiny Parsons'a zastąpiono tutaj kołem Curtis'a, zatrzymując jednakże dobrze pracującą część niskoprężną. Ponieważ nacisk w kierunku prądu pary, powstający wskutek reakcyjności turbiny, nie jest tutaj bardzo wielki, wystarcza po stronie wysokoprężnej jeden tłok odciążający, który nie potrzebuje nawet posiadać zbyt wielkiej średnicy, jeśli zastosuje się oprócz niego po stronie niskoprężnej tłok odciążający według Fullagara, podany przy opisie rys. 12. Skutkiem tego turbina powyższa jest znacznie krótsza, niż turbina Parsons'a. Ponieważ oprócz tego do osłony turbinowej dopływa para o stosunkowo niskim

ciśnieniu i niezbyt wysokiej temperaturze, dalej, ponieważ szczeliny pomiędzy wieńcami łopatkowymi a osłoną, względnie bębnum, mogą w części niskoprężnej, bez powodowania nadmiernych strat, być stosunkowo duże (około 1 do 1,5 mm), wyłamania łopatek nie zachodzą tak łatwo skutkiem odkształcenia osłony, lub zatarcia się łopatek o osłonę. Turbina powyższa oznacza się więc dużą



Rys. 37.

niezawodnością biegu, a w czasie krótkim, po podgrzaniu 5 do 8 minutowym, może być uruchomiona. Jedynie w razie kilkugodzinnych przerw w ruchu poleca się okręcać turbinę powyższego rodzaju kilka razy w międzyczasie, aby osiągnąć równomierne ostygnięcie bębna. Odbywa się to za pomocą małego elektromotoru, ustawionego na ramie fundamentowej pomiędzy turbiną, a generatorem elektrycznym, lecz jest w każdym razie niedogodne.

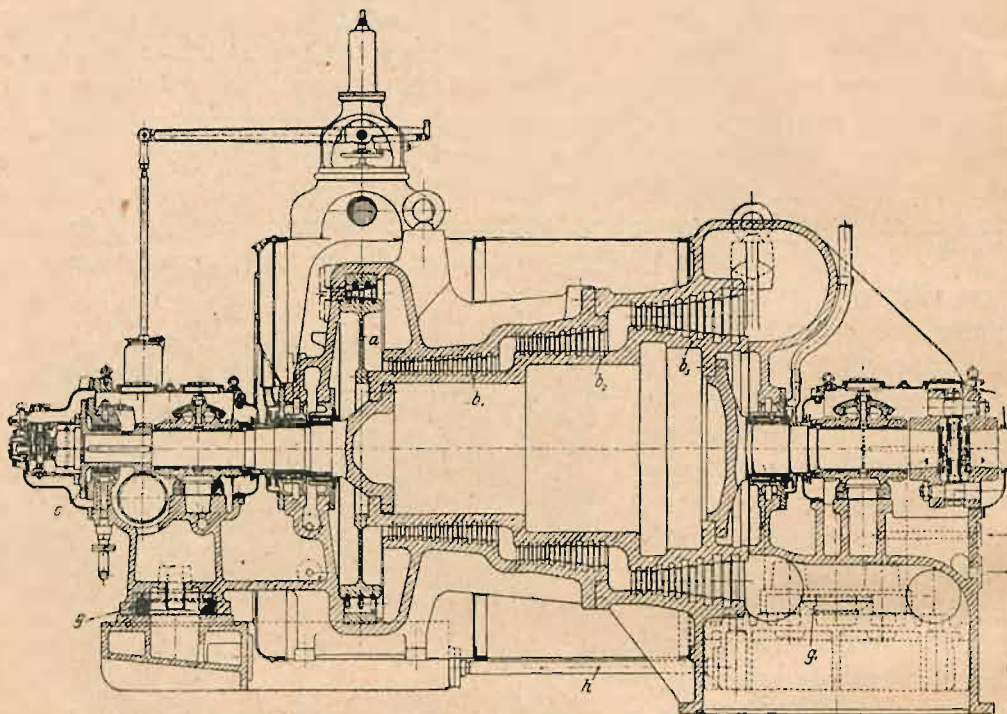
W porównaniu z kombinacją, rozważaną w § 9-a, turbina składająca się z koła Curtis'a i z wielostopniowej części reakcyjnej, odznacza się dodatnio małymi prędkościami pary w części niskoprężnej, oraz dużą sztywnością dzięki zastosowaniu bębna.

Skutkiem małej prędkości pary zdzieranie się łopatek jest nieznaczne, a współczynnik sprawności turbiny dobry. Osłona turbinowa jest jednakże dłuższa, a skutkiem wspomnianych poprzednio szczelin zachodzą pewne straty pary w części reakcyjnej. W ruchu zwykłym obiedwie kombinacje pod względem zapotrzebowania pary są sobie równorzędne.

Pewne wątpliwości może nasuwać także tłok odciążający z powodu uszczelnienia grzebieniastego, które w rzeczywistości przyczyniało się do unieruchomienia turbiny na czas dłuższy (wytopienie się pierścieni). Te względy skłoniły niektóre fabryki do usunięcia tłoka odciążającego z osłony turbinowej.

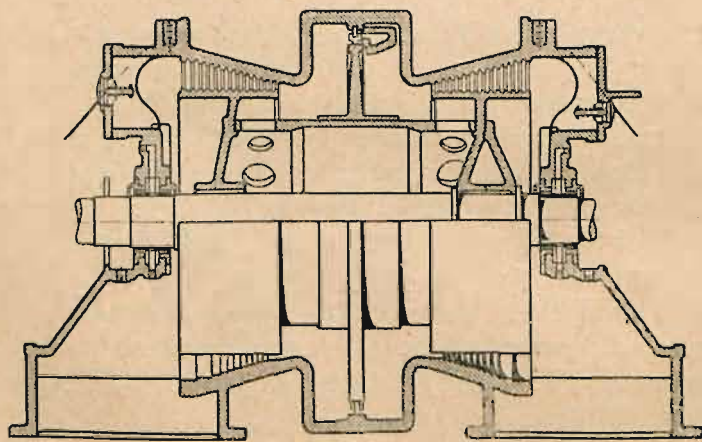
Sulzer, który zaniechał budowy turbin parowych, używał zamiast tłoka odciążającego czopa stopowego *C* (patrz rys. 38), na który działa oliwa o ciśnieniu około 8 atm. abs. Czop jest łatwo dostępny, a naprawa jego w razie konieczności znacznie tańsza i łatwiejsza, niż tłoka odciążającego. Osłona turbinowa jest tutaj podzielona, oprócz w osi poziomej, także w osi pionowej. Tosi stosuje w turbinach o średniej mocy kon-

strukcję według rys. 36, umieszcza natomiast w typach wielkich tłok odciążający w osobnej osłonie, doprowadzając do każdej z jego stron parę o odpowiedniej prężności. Powyższa zmiana wpływa bezwątpienia dodatnio na zwiększenie niezawodności biegu turbiny.



Rys. 38.

Westinghouse nie używa wcale tłoków odciążających, stosując konstrukcję uwi-docznioną na rys. 39. Para przepływa najpierw przez koło Curtis'a, znajdujące się w środ-ku turbiny, i płynie potem do



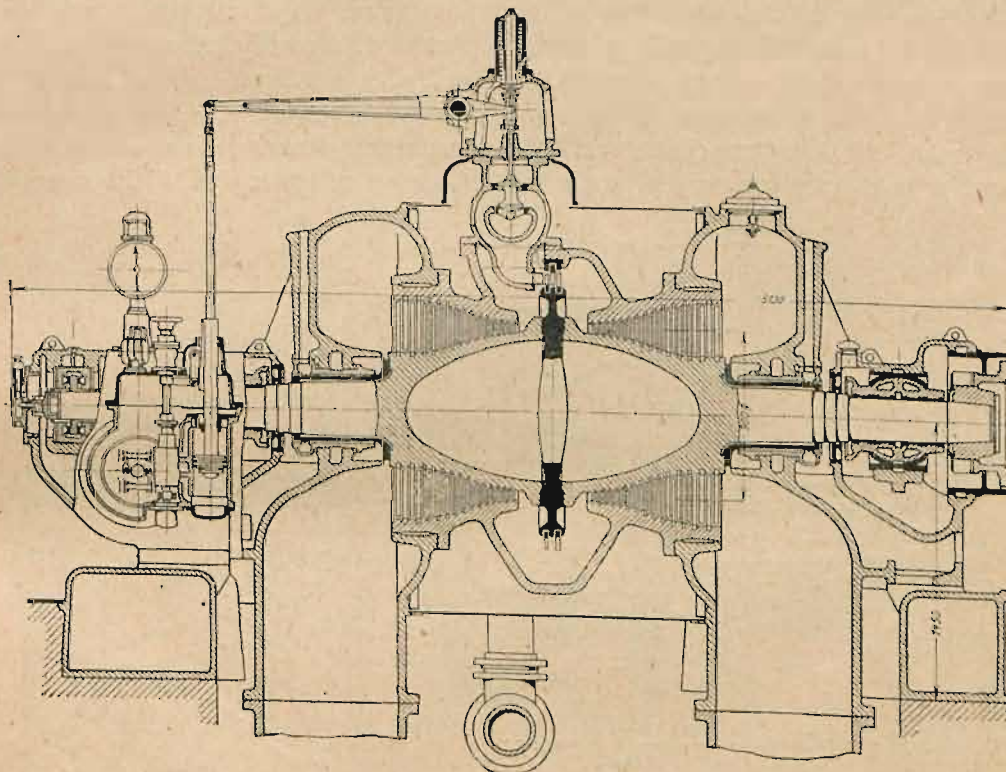
Rys. 39.

wielostopniowej turbiny reakcyjnej, składającej się z dwóch części. Do jednej z nich do- staje się bezpośrednio, do dru- giej przez otwory, znajdujące się w bębnie. Ponieważ para przepływa części niskoprężne w kierunku przeciwnym, znosi się nacisk, powstający z powo- du reakcyjności turbiny. Zu- pełne usunięcie tłoków odciążających jest wielką zaletą powyższej konstrukcji, stroną ujemną natomiast są dwie rury

wylotowe. Swobodne wydłużanie się osłony turbinowej w osi podłużnej jest utrudnione. Również uszczelnienie rur wylotowych, które powinny być elastycznie połączone z kon- densatorem, może sprawiać trudności, zwłaszcza, że kondensator, ze względu na osią-

gnięcie dobrej próżni, powinien być umieszczony możliwie blisko turbiny. Podobne wykonania stosuje także Tosi w większych typach turbin.

Osiągnięcie wielkiej mocy ponad 4000 kW w jednym silniku przy $n = 3000$ obr./min. wymagało wprowadzenia w turbinie kombinowanej, składającej się z koła Curtis'a i wielostopniowej turbiny reakcyjnej, więcej zasadniczych zmian niż w typie, opisanym w § 9-a, ponieważ część niskoprężna posiada podług rys. 36 i 38 kształt bębna. Naprężenie zwykłego bębna zależy w bardzo nieznacznej mierze od grubości jego ścianki, a prawie wyłącznie tylko od jego prędkości obwodowej. Ze względu na dopuszczalne naprężenie (około 1000 kg/cm^2 dla żelaza zlewne), wywołane działaniem siły odśrodkowej, mogą bębny pracować przy prędkości obwodowej $u \leq 125 \text{ m/sek.}$, czyli



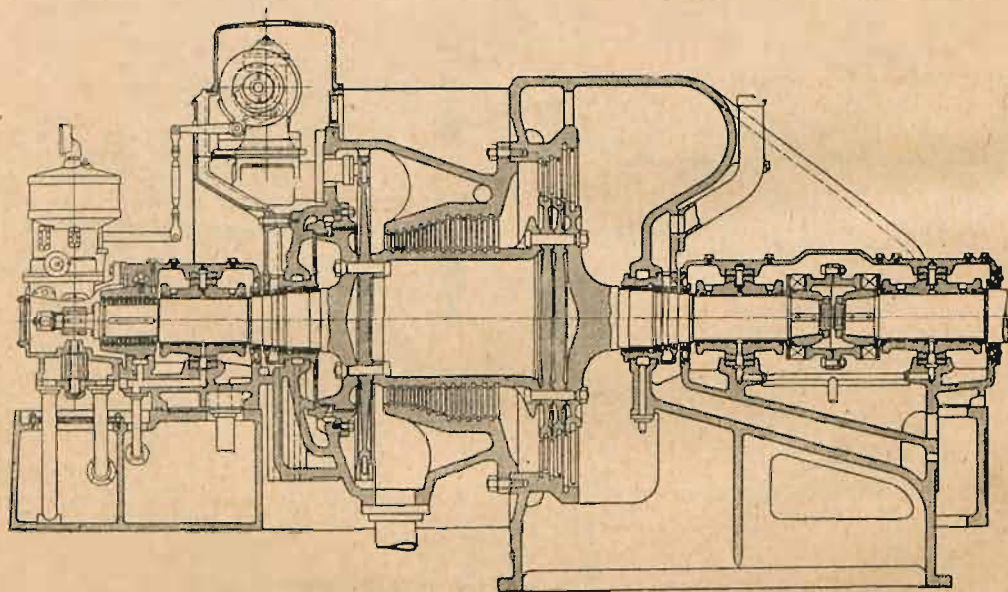
Rys. 40.

powinny przy $n = 3000$ obr./min. posiadać średnicę $D \leq 800 \text{ mm}$ (mierzoną do środka wieńca bębna).

Chcąc więc przy $n = 3000$ obr./min. zachować, ze względu na sztywność całości układu, wirnik o kształcie bębna, należało parę, wychodzącą z koła Curtis'a, prowadzić dwiema drogami w części niskoprężnej.

Taki ustrój silnika podobny do konstrukcji rys. 39 stosują obecnie niektóre fabryki w turbinach parowych o wielkiej mocy przy $n = 3000$ obr./min., np. na rys. 40 widzimy budowę, używaną przez fabrykę Melms & Pfenniger'a w Monachium dla turbiny o mocy 10 000 kW przy próżni 95%, a 13 000 kW przy próżni 93%. Konstrukcyjnie jest tutaj ciekawe wykonanie bębna, którego średnica D jest ze względów wytrzymałościowych, w przeciwstawieniu do normalnych konstrukcji bębnow Parsonsa, największa w środku, ponieważ tutaj bęben jest podparty kołem Curtis'a, nie posiadającym żadnego otworu na

piastę, a łopatki w tej części są najniższe. Obie części bębna są połączone śrubami, przechodzącymi przez koło Curtis'a. Przy ostatnich wieńcach długich łopatek wirnikowych (w tych miejscach naprężenia bębna przez łopatki są większe) bęben posiada mniejszą średnicę i przechodzi w wał turbinowy. Skutkiem tego osiąga się dla całej części niskoprężnej jednakową średnią średnicę wieńca łopatkowego $D_m = 900 \text{ mm}$. Wysokość łopatek w ostatnim wieńcu wykonano tutaj około 260 mm , czyli $l : D_m \cong 1 : 3,5$, co wobec stosunkowo niedługich łopatek nie nastęrcza pod względem wytrzymałościowym żadnych wątpliwości, lecz wpływa na zmniejszenie, wprawdzie nieznaczne, spólczynnika sprawności turbiny z przyczyn poprzednio podanych. W celu powiększenia mocy turbiny podobnego ustroju możnaby jeszcze trochę powiększyć średnicę wieńca bębna. Ze względów wytrzymałościowych byłoby to dopuszczalne, gdyż z powodu zmniejszenia ilości stopni ciśnienia i długości turbiny w stosunku do średnicy bębna, otrzymalibyśmy bęben w niewielkich odległościach dobrze podparty, w którym rozkład naprężeń jest znacznie korzystniejszy, niż w bębnach swobodnie biegnących. Turbiny, budowane według zasad, uwidoczniionych na rys. 40, są nieznacznie dłuższe, a waga ich nie większa od turbin, w których para przepływa w jednym kierunku (patrz rys. 41 i koniec § 9-c).

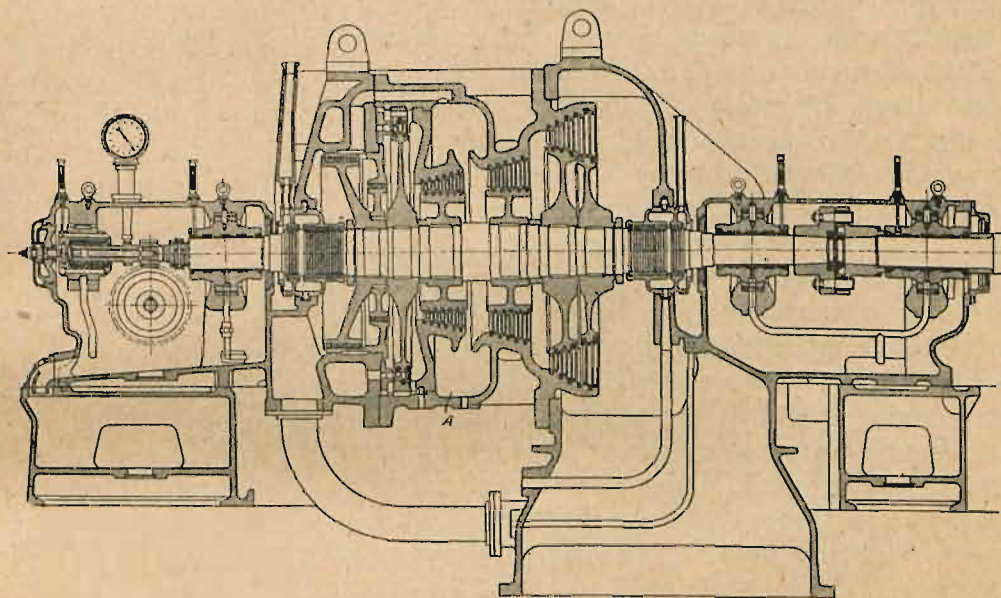


Rys. 41.

Wprawdzie liczba wieńców łopatkowych jest znacznie większa, lecz z powodu małych naprężeń krótszych łopatek materiał i kształt ich nie potrzebują być zbyt kosztowne, skutkiem czego turbiny tego rodzaju mogą pod względem ceny sprzedażnej z powodzeniem współzawodniczyć z turbinami innych systemów. Zaopatrzone są one zwykle w regulację ilościowo-jakościową z serwowmotorem oliwnym, np. turbina, uwidoczniiona na rys. 40, posiada w górnej swej części cztery wentyle, kolejno otwierające dopływ pary do czterech oddzielnych szeregów dysz, w zależności od obciążenia turbiny.

Osiągnięcie mocy silnika ponad 4000 kW przy $n = 3000 \text{ obr./min.}$ i przy przepływie pary w jednym kierunku przez turbinę wymagało ze względów wytrzymałościowych usunięcia bębna w części niskoprężnej i zastąpienia go kołami wirnikowymi, aby móc zastosować w tej części prędkości obwodowe wirnika powyżej 200 m/sec

Jako pierwsza wkroczyła na tę drogę fabryka Brown Boveri w Baden (Szwajcaria), która wystawiła w r. 1914 na wystawie krajowej szwajcarskiej turbinę, w której część niskoprężną tworzy sześć kół o większej średnicy z reakcyjnymi wieńcami łopatkowymi (patrz § 9-c). Zasadniczo podobnej budowy turbin o mocy do 15 000 kW przy $n=3000$ obr./min. używa fabryka Thyssen'a w Muelheim n/Ruhr'a, której wykonanie konstrukcyjne dla mocy 6000 kW przy $n=3000$ obr./min., odbiegające od konstrukcji Brown Boveri'ego, widzimy na rys. 41. Część wysokoprężną tworzy jedno koło Curtis'a, lub przy mniejszej prężności pary admissyjnej jedno koło Zoelly'ego, częściowo zasilane, część średnioprężną—bęben, a część niskoprężną—trzy koła reakcyjne z rozszerzonymi wieńcami, skutkiem których uszczelnienie łopatek jest tego samego rodzaju, co w bębnie (analogiczna konstrukcja do przedtem wspomnianej Brown Boveri'ego). Koła, wykonane jako tarcze bez otworów



Rys. 42.

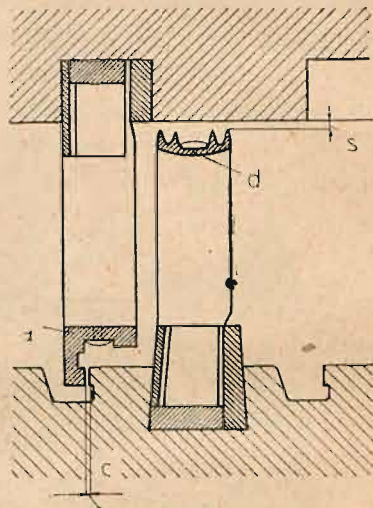
w piaście, są przytwierdzone do bębna dopasowanymi śrubami, tak, że całość daje nie mniejszą sztywność, niż bęben normalny, lecz wykonanie warsztatowe wymaga wielkiej umiejętności i sumienności. W przeciwstawieniu do normalnych wykonanych wielostopniowych turbin reakcyjnych, łopatki wirników i kierownic są ze sobą połączone zapomocą pierścieni zewnętrznych względnie wewnętrznych, celem wzajemnego usztywnienia.

Innych środków konstrukcyjnych, dążących do opanowania wielkich prędkości obrotowych w części niskoprężnej reakcyjnej, chwycili się inżynierowie fabryki Gutehoffnungshütte w Sterkrade, jak to wynika z rys. 42, przedstawiającego turbinę o dwóch głównych stopniach ciśnienia, w której para wylotowa z maszyn tłokowych dopływa do przestrzeni A. Normalna turbina, pędzona wyłącznie parą świeżą, różni się od przedstawionej tylko tem, że nie posiada przestrzeni A i dodatkowych przyrządów. Cechą charakterystyczną tej budowy jest zastąpienie bębna kilkoma kołami z szerokimi wieńcami. W części średnioprężnej przy niewielkiej średnicy wirnika wieńiec, ze względu na dopuszczalne naprężenie na wytrzymałość, może otrzymać dość dużą szerokość,—wirniki niskoprężne o większej średnicy posiadają natomiast nieznaczną szerokość wieńca, umożliwiającą umieszczenie tylko dwóch wieńców łopatkowych, a przy dalszem powiększeniu

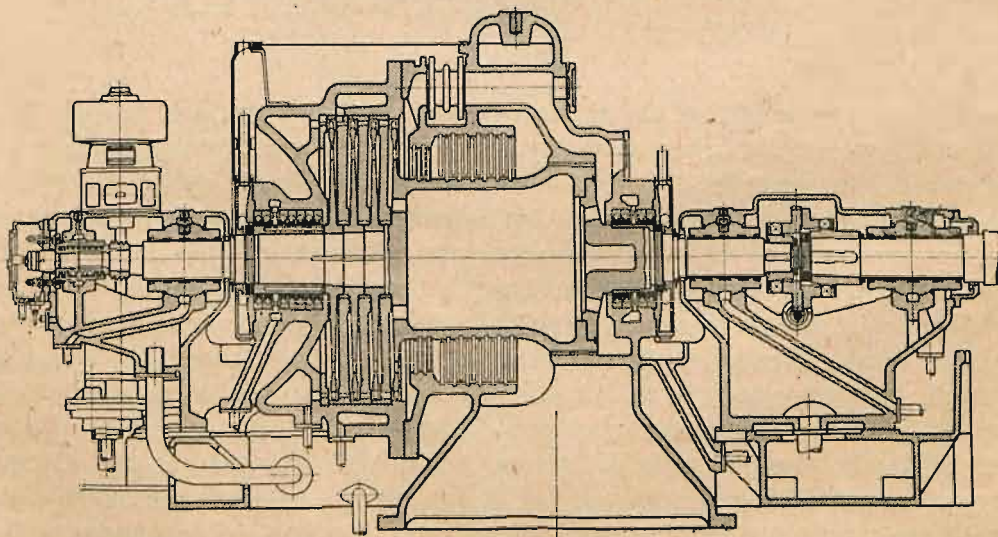
średnicy wirników i prędkości obwodowej trzeba będzie z pewnością zadowolić się jednym wieńcem łopatkowym na jednym wirniku. Ustrój tego rodzaju może dawać dobre wyniki pod względem zużycia pary i skutecznie opanowywać trudności, wynikające z wielkich prędkości obwodowych, lecz nie posiada zalety sztywności układu bębnowego jak turbina rys. 40 i nie odznacza się prostotą konstrukcji i fabrykacji turbiny rys. 45.

§ 9-c. Kilkostopniowa turbina akcyjna w połączeniu z wielostopniową turbiną reakcyjną.

Fabryka Melms — Pfenniger budowała dawniej typ turbiny, w której część wysokoprężną tworzyła kilkostopniowa, częściowo zasilana turbina akcyjna, a część niskoprężną wielostopniowa turbina reakcyjna; — charakterystyczną cechą tego silnika było umieszczenie wszystkich łopatek wirnikowych na bębnie, skutkiem czego cały układ odznaczał się dużą sztywnością. Ponieważ ciśnienie pary w kilkostopniowej części wysokoprężnej spada dość szybko, należało umieścić uszczelnienie pomiędzy poszczególnymi stopniami ciśnienia. Fabryka zastosowała rodzaj uszczelnienia grzebieniastego, pokazanego na rys. 43, z osiową szczeliną *c* pomiędzy bębnem a pierścieniem wieńca łopatek kierowniczych, wynoszącą 0,2 do 0,3 mm. Uszczelnienie to znajdowało się na dużym obwodzie bębna, skutkiem czego łatwo mogło zajść zatarcie się bębna o pierścień uszczelniający. Z tej przyczyny, oraz z powodu niemożności stosowania konstrukcji bębna, przez który para przepływa w jednym kierunku, w turbinach o mocy wielkiej, Melms—Pfenniger zaprzestał budowy powyższego typu, pomimo że wirnik akcyjny o jednym stopniu prędkości posiada lepszy współczynnik sprawności, niż koło Curtis'a.



Rys. 43.

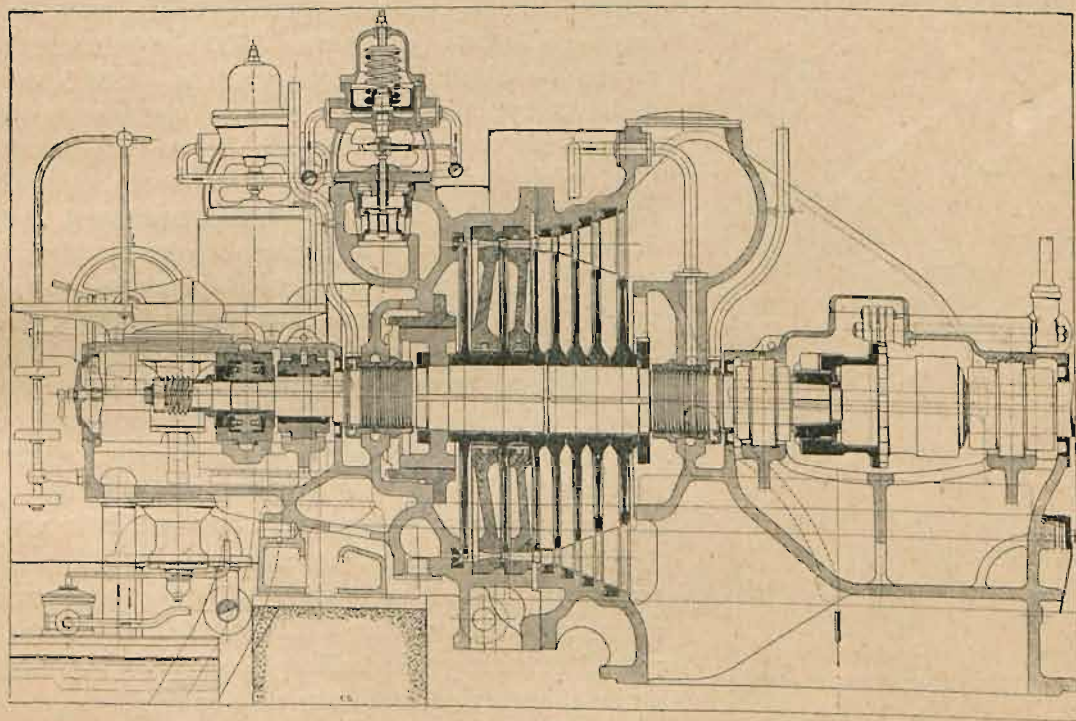


Rys. 44.

Inne wytwórnie natomiast starają się za przykładem inżyniera francuskiego Barbezat'a konstrukcyjnie wyzyskać zaznaczoną zaletę kół akcyjnych o jednym stopniu prędkości.

Jako przykład turbiny parowej tego rodzaju może posłużyć rys. 44, przedstawiający konstrukcję Pierwszej Brneńskiej Fabryki w Brnie. W silniku tym zastąpiono koło Curtis'a i średnioprężną część bębna trzema, lub czterema kołami akcyjnymi, tak, że składa się on z kilku kół Zoelly'ego jako części wysoko- i średnioprężnej i z turbiny Parsons'a jako części niskoprężnej. Przewodnią myślą przy budowie tej kombinowanej turbiny była dążność do zmniejszenia zużycia pary. Koła Zoelly'ego, o ile możności zasilane na całym obwodzie, więc wyzyskujące prędkość wylotową wirnika poprzedniego, posiadają bowiem, przy zastosowaniu najkorzystniejszego stosunku prędkości obwodowej wirników do prędkości pary, większy współczynnik sprawności, gdyż rozprężanie pary mniej odbiega do ekspansji adyabatycznej, niż przy użyciu koła Curtis'a, czyli mniej powiększa się entropja.

Oprócz zmniejszenia zużycia pary, przedstawiona na rys. 44 turbina kombinowana posiada jeszcze inne dodatnie strony. Przedewszystkiem z powodu usunięcia reakcyjnej części średnioprężnej nacisk osiowy w kierunku prądu pary nie jest zbyt wielki, skutkiem



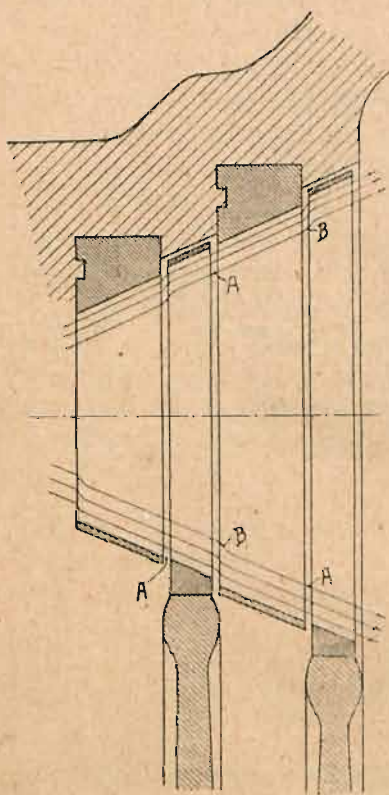
Rys. 45.

czego można zamiast zwykłych tłoków odciążających zastosować łożysko stopowe, podejmujące wspomniany nacisk zapomocą stojącej pod ciśnieniem oliwy, lub też tylko jeden tłok odciążający po stronie niskoprężnej, więc chłodnej części osłony, według metody Fullagar'a (rys. 44), co przedstawia bezwątpienia pewną zaletę. Zamiast uszczelnienia grzebieniastego, dławnice posiadają pierścienie z mieszaniny węgla z grafitem z douszczelnieniem parowym.

Dla wytwarzania w jednym silniku mocy ponad 4 000 kW przy $n = 3\,000$ obr./min. należało w powyższej konstrukcji usunąć w części niskoprężnej bęben. Jak wspomniano w § 9-b, Brown-Boveri zbudował w r. 1914 turbinę, w której część wysokoprężną tworzą dwa koła akcyjne Zoelly'ego, częściowo zasilane, część średnioprężną — zaopatrzoną w łopatki bębna, a część niskoprężną — sześć kół o większej średnicy z reakcyjnymi

wieńcami łopatkowymi (patrz także opis rys. 41). Długość łopatek w części niskoprężnej wzrasta stożkowo, skutkiem czego z powodu lepszego prowadzenia strumienia pary zmniejszają się straty, spowodowane nie szczelnością. Ustrój tego rodzaju, lecz przeważnie z mniejszą liczbą wirników niskoprężnych, stosuje fabryka wspomniana obecnie w turbinach, pracujących z kondensacją i z $n = 3000$ obr./min. jako typ normalny dla mocy od 3000 do 10000 kW.

W celu skrócenia długości silnika i zmniejszenia kosztów wykonania przy dobrym wyzyskaniu pary, Brown-Boveri stosuje w najnowszym czasie dla turbin o mocy 12000 do 16000 kW przy $n = 3000$ obr./min. bardzo ciekawą budowę, uwidocznioną na rys. 45. Ze względów wytrzymałościowych fabryka używa tego typu także dla mniejszej mocy przy większej liczbie obrotów, np. dla mocy 2000 do 3000 kW przy $n = 6000$ obr./min. Część wysoko- i średnioprężną tworzą tutaj (analogiczne do budowy turbiny rys. 44) trzy koła Zoelly'ego, część niskoprężną — cztery koła z reakcyjnymi wieńcami łopatkowymi. Wszystkie wirniki posiadają jednakową średnią średnicę wieńców łopatkowych, wyno-



Rys. 46.

szącą 1500 mm; — przy $n = 3000$ obr./min. prędkość obwodowa dla tej średnicy wynosi $u = 235,5$ m/sek, a dla zewnętrznej średnicy wieńca łopatkowego wynoszącej 1800 mm, $u \cong 283$ m/sek. Brown-Boveri zatrzymał, pomimo zastosowania kół wirnikowych, wykonanie reakcyjnych łopatek, ponieważ za pomocą nich można uzyskać przy tej samej prędkości obwodowej u , tej samej średnicy D_m i tej samej wysokości łopatek l większą ilość przepływającej na sekundę pary, czyli większą moc silnika, niż przy łopatkach akcyjnych; — wynika z tego, że przy tej samej mocy silnika i danej ilości przepływającej pary łopatki reakcyjne wypadają krótsze od łopatek akcyjnych. W przeciwstawieniu do normalnych wieńców łopatkowych Parsons'a, w których straty, spowodowane pomiędzy poszczególnymi stopniami ciśnienia, zostają jedynie zmniejszone przez stosowanie możliwie małych szczelin pomiędzy łopatkami kierownic a bębnem, względnie — łopatkami wirników a osłoną turbiny, — wieńce łopatek kierowniczych i wirnikowych są tutaj nakryte także w części reakcyjnej wewnątrz, względnie zewnątrz, pierścieniami, służącymi zarazem do wzajemnego usztywnienia poszczególnych łopatek względem siebie. Po szczególne po sobie następujące wieńce łopatkowe są tak zbudowane, że długość łopatek powiększa się stożkowo, skutkiem czego unika się zachodzących, przy stopniowym

powiększaniu długości łopatek, wirów pary, powodujących uszkodzenia łopatek. Aby osiągnąć prawidłowy przepływ pary przez wieńce łopatkowe i zapobiedz bezpożytecznemu uchodzeniu pary przez szczeliny, zostaje umyślnie wprowadzone (rys. 46) takie zboczenie strumienia parowego, że przy B zachodzi ssanie pary przez wieńiec łopatkowy, skutkiem czego straty z powodu nie szczelności pomiędzy poszczególnymi stopniami ciśnienia mogą być niewielkie; — przy A zachodzi zgęszczenie pary. Względem budowy reakcyjnych wirników jako tarcz możnaby jedynie wyrazić obawę, że przestrzeń pomiędzy dwoma kołami reakcyjnymi są wypełnione parą nie płynącą, wobec czego przy zmianach obciążenia mogą

zajść, z powodu większej różnicy temperatury pomiędzy wieńcem wirnika a jego piastą, niż w turbinach akcyjnych, niebezpieczne odkształcenia i drgania wirników. Przy pełnym obciążeniu silnika pierwszy wirnik jest zasilany na całym obwodzie, przy mniejszym obciążeniu używa się częściowego zasilania, gdyż turbina posiada regulację ilościowo-jakościową. Z powodu nacisku reakcyjnego turbina jest zaopatrzona w tłok odciążający, znajdujący się po stronie wysokoprężnej, a posiadający, tak samo jak i dławnice, uszczelnienie grzebieniaste.

Ze względu na wielką prędkość obwodową i stąd wynikające duże naprężenia, frezuje się łopatki wirnikowe razem z dokładkami z jednego kawałka. Przy wielkiej długości łopatek różni się ich prędkość obwodowa na wewnętrznej średnicy znacznie od tejże na zewnętrznej średnicy. Celem osiągnięcia równie dobrego wyzyskania pary na całej długości łopatek, Brown-Boveri nadaje im takie kształty, że w pobliżu wieńca wirnikowego kąty wlotowe zmniejszają się, a kąty wylotowe powiększają się, przez co obniża się równocześnie zmniejszenie wolnego przekroju przepływowego w okolicy wewnętrznej średnicy.

Ponieważ turbina, przedstawiona na rys. 45 jest prostej budowy i daje korzystne wyniki pod względem zużycia pary, przeto powinna ona stać się typową dla mocy od 3000 do 16000 kW przy $n = 3000$ obr./min. i przy przepływie pary przez turbinę w jednym kierunku.

Rozwój osiowych turbin parowych o wielkiej mocy z reakcyjną częścią niskoprężną w ostatnim dziesięcioleciu zdaje się wskazywać na to, że z powodu prostej budowy i celowości fabrykacji pozostaną w Europie dla mocy od 1000 do 16000 kW i pracy z kondensacją jako typowe tylko następujące dwa ustroje:

A) budowa według rys. 40, stosowana przez zwolenników sztywnego układu bębnowego i mniejszych naprężeń łopatek wirnikowych, oraz mniejszych prędkości pary;

B) budowa według rys. 45, stosowana przez zwolenników odpływu pary jedną rurą i możliwego skrócenia długości turbiny, a wymagająca z powodu większych prędkości obwodowych i większych prędkości pary używania wyborowego materiału na wirniki i łopatki, dopuszczającego większe naprężenia jednostkowe.

Być może, że fabryki, budujące powyższe dwa typy, będą je wykonywały jedynie dla mocy powyżej 3000 kW przy $n = 3000$ obr./min., a dla mocy mniejszej, ze względu na sztywny układ bębna i małe zdzieranie się łopatek w części niskoprężnej, — turbinę kombinowaną, składającą się z jednego koła Curtis'a, lub kilku kół Zoelly'ego jako części wysokoprężnej i z turbiny Parsons'a jako części niskoprężnej, lecz w ogólności podobne różniczkowanie typów w zależności od mocy silnika jest ze względów fabrykacyjnych niepożądane i niewłaściwe. Z tych przyczyn nie można też pochwalać istniejącej obecnie w niektórych fabrykach różnorodności typów kombinowanych turbin parowych w zależności od wytwarzanej mocy, np. fabryka buduje przy $n = 3000$ obr./min. i pracy z kondensacją dla mocy od 500 do 3000 kW turbinę podług zasad rys. 36, dla mocy od 3000 do 10000 kW - turbinę według zasad rys. 41, dla mocy od 10000 do 16000 kW - turbinę według rys. 45, a w turbinach, pracujących z przeciwpężnością, i w turbinach, zasilanych wyłącznie parą wylotową, — stosuje zwykły ustrój Parsons'a. Choćby podobna różnorodność była usprawiedliwiona ze względu na obniżenie zużycia pary, które to obniżenie w ruchu praktycznym z pewnością będzie nieznaczne, to jednak można uznać ją za niedopuszczalną ze względów fabrykacyjnych.

Budowa turbiny, wskazana na rys. 41, nie przedstawia tak typowej konstrukcji jak rys. 40 i 45, — odznacza się może większą sztywnością w porównaniu z konstrukcją rys. 45, lecz fabrykacja jej jest mniej dogodna, choćby z powodu kombinacji aż trzech rodzajów

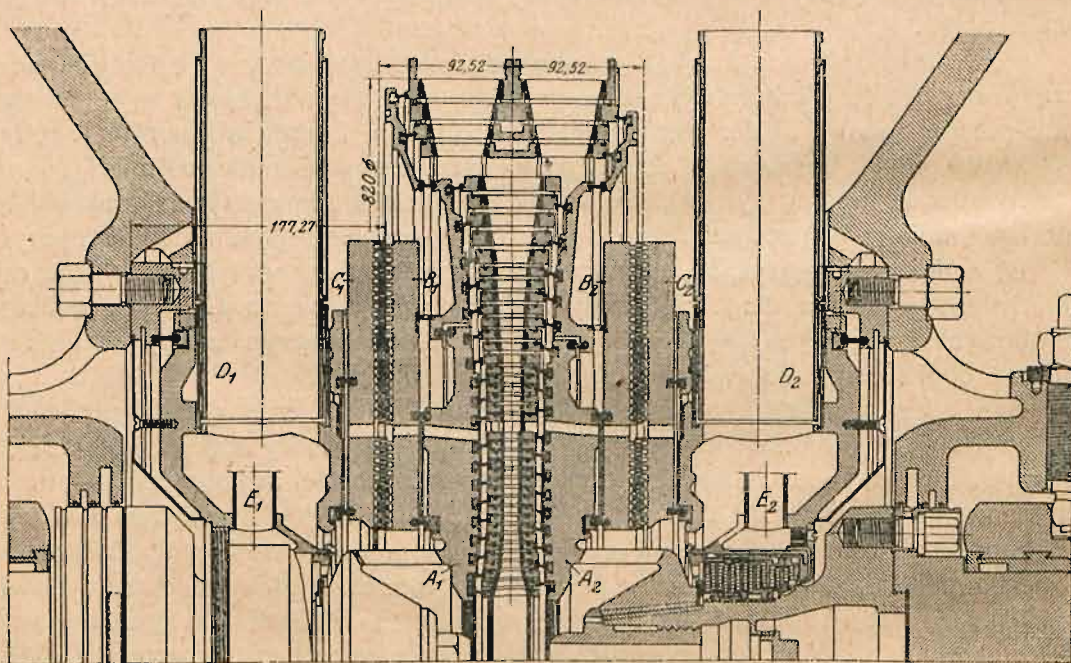
turbin w jednej całości. Bez wątpienia znajdzie ona duże rozpowszechnienie, ponieważ buduje ją fabryka bardzo poważna, chcąc posiadać konstrukcję odmienną, choćby ze względów konkurencyjnych.

§ 10. Turbiny promieniowe Ljungstroem'a.

W ostatnich latach zdobywała większe rozpowszechnienie turbina promieniowa o wielkiej mocy, zbudowana przez dwóch inżynierów szwedzkich Ljungstroem'ów, wykonywana zaś przez Tow. Akc. Ljungstroem w Fispong pod Stockholmem i przez znaną fabrykę francuską Sautter-Harlé w Paryżu.

Oprócz promieniowego zasilania i pracy z reakcją, cechą najcharakterystyczniejszą tej turbiny jest to, że kierownica nie jest nieruchomą, tylko biegnie w kierunku przeciwnym do wirnika i wykonywa również pracę użyteczną; — turbina składa się więc tylko z dwóch wirników, przez których wieńce łopatkowe kolejno przepływa para, a które posiadają bieg przeciwbieżny.

Rys. 47 przedstawia turbinę Ljungstroem'a o mocy 1000 kW przy $n = 3000$ obr./min. Na końcach dwóch wałów są osadzone wirniki A_1 i A_2 , zaopatrzone w łopatki.

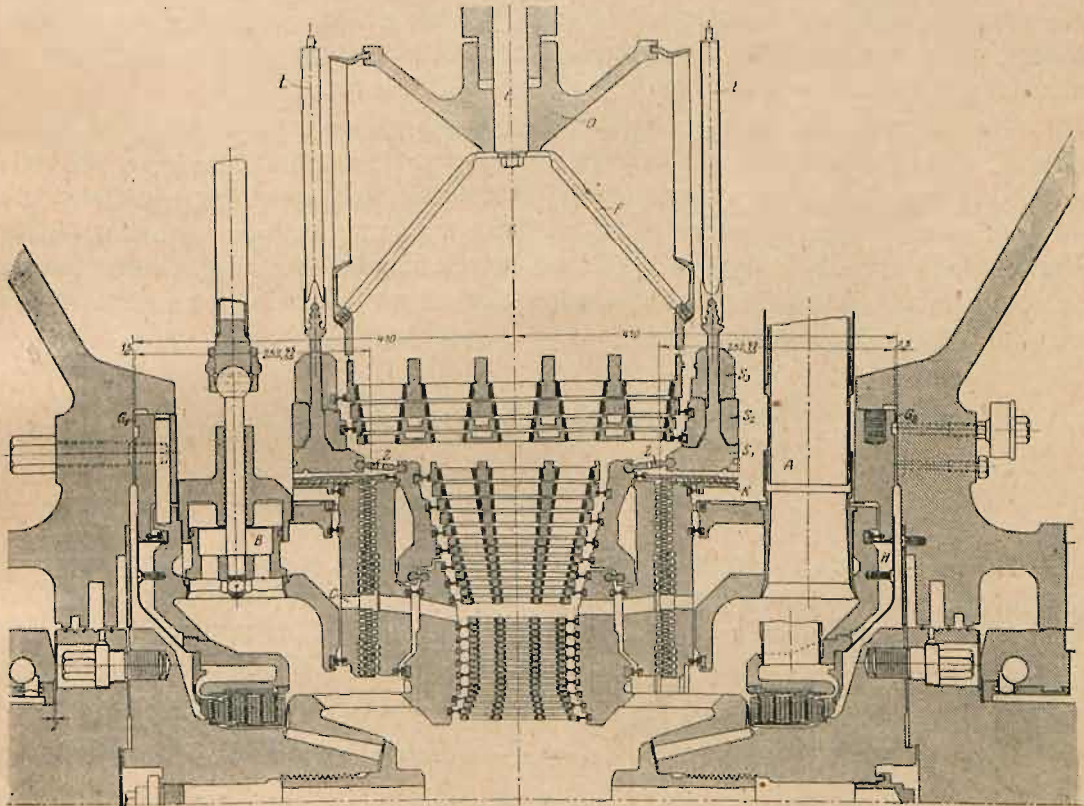


Rys. 47.

Para świeża dopływa przechodzącymi przez przestrzeń wylotową rurami D_1 i D_2 i przez znajdujące się w piastach wirników otwory do wewnętrznego wieńca łopatkowego o najmniejszej średnicy, przytwierdzonego do wirnika A_1 , a po oddaniu w tym wieńcu pracy, wykonywa ją w drugim wieńcu, przytwierdzonym do wirnika A_2 i t. d.; — w ostatnich czterech wieńcach niskoprężnych wysokość łopatek jest podzielona na dwie części (dla mocy 5000 kW przy $n = 3000$ obr./min. wysokość łopatek w ostatnich 6 wieńcach jest podzielona na 6 części). Do wirnika A_1 jest przytwierdzona tarcza B_1 , do wirnika A_2 tarcza B_2 . Zadaniem tych dwóch tarcz ruchomych jest dokonywanie uszczelnienia względem nieruchomych tarcz C_1 i C_2 , celem odgraniczenia przestrzeni, napełnionej parą świeżą

od przestrzeni wylotowej, oraz wyrównywanie nacisku w kierunku osiowym i odpowiednie osiowe ustawienie wirników. Rury E_1 i E_2 leżą w innej płaszczyźnie, niż przedstawiono na rys. 47, a służą do odprowadzenia pary z dławnic. Jak z wymiarów, umieszczonych na rysunku, wynika, turbina ta jest bardzo krótka, lecz wymaga, z powodu osadzenia wirników na końcach dwóch wałów o biegu przeciwbieżnym, zastosowania dwóch generatorów elektrycznych skutkiem czego długość całego turbogeneratorsa nie jest zbyt mała.

Przy większej mocy niż 5 000 kW i $n = 3000$ obr./min. naprężenia materiałów, wywołane działaniem sił odśrodkowych przy wielkich prędkościach obwodowych, są bardzo wielkie. Z tej przyczyny Ljungstroem stosuje w takich wypadkach typ kombinowany,



Rys. 48.

składający się z turbiny promieniowej i osiowej w jednej osłonie, przedstawiony dla mocy 10 000 do 14 000 kW przy $n = 3000$ obr./min. na rys. 48. Para świeża dopływa tutaj 6 rurami A , zawór B działa w razie przeciążenia turbiny, wpuszczając parę do otworów C . Wysokość łopatek części promieniowej jest najpierw przedzielona na trzy części, a dalej na pięć części. Po opuszczeniu turbiny promieniowej, której zewnętrzny wieniec posiada prędkość obwodową około 140 m/sek., strumień pary dzieli się na dwie części, zasilając dwa akcyjne, osiowe wieniec łopatkowe L . Zapomocą podobnej konstrukcji można budować turbiny rozważanego typu przy mniejszej liczbie obrotów o mocy znacznie większej niż 15 000 kW.

W wykonaniu warsztatowym swej turbiny Ljungstroem zastosował w szerokiej mierze spawanie elektryczne i nawalcowywanie. Przedewszystkiem łopatki wirnikowe są

zapomocą spawania połączone z cienkim pierścieniem (na rysunkach czarno zaznaczonym), a na wystającą jego część nawalcowuje się silny pierścień zewnętrzny. Ponieważ ostatni posiada dość dużą wytrzymałość, przeto wystarczy stosunkowo słabe jego połączenie z wirnikiem, dokonane również zapomocą nawalcowania jednej części na drugą. Ze względu na różnicę temperatur, panujących w poszczególnych częściach, wirniki turbiny, uwidocznionej na rys. 48, składają się z trzech części, połączonych ze sobą stosunkowo słabymi pierścieniami Z (nawalcowanie). Ponieważ część wysokoprężna turbiny jest zawsze reakcyjną, zasilaną na całym obwodzie, możliwa jest tylko regulacja jakościowa zapomocą dławienia pary admisyjnej.

Pod względem zużycia pary turbiny promieniowe Ljungstroem'a osiągają nie gorsze wyniki, niż wielostopniowe turbiny osiowe. Przy zmniejszeniu obciążenia zużycie pary wzrasta tutaj z powodu zastosowania regulacji jakościowej szybciej, niż w turbinach, zaopatrzonych w regulację ilościowo-jakościową.

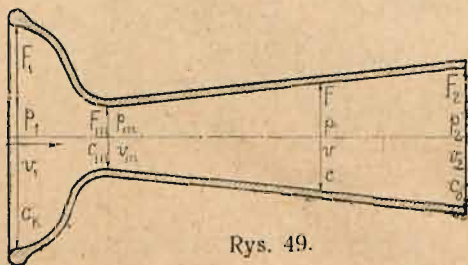
Pomimo, że silnik Ljungstroem'a posiada bezsprzeczną zaletę małej długości samej turbiny, wątpić należy, czy znajdzie on równie szerokie rozpowszechnienie, jak wielkie turbiny osiowe, bo wymaga zastosowania dwóch generatorów elektrycznych, a wykonanie warsztatowe wymaga szerokiego stosowania spawania elektrycznego i nawalcowywania; takich sposobów wyrobu części wirujących inżynierowie naogół niechętnie używają, ponieważ obawiają się, że niezawodność części wirujących, w ten sposób wykonanych, nie będzie dostateczna.

IV. Obliczanie turbin parowych.

§ 11. Teoria dyszy.

Dysze służą do rozprężania pary o danem ciśnieniu p_1 na wyznaczoną przeciwność p_2 , czyli do zamiany energii prężności pary na energię kinetyczną.

Para, przyptywająca z kotła, niechaj posiada w początkowym przekroju dyszy F_1 , przedstawionej na rys. 49, ciśnienie p_1 w kg/m^2 , objętość właściwą v_1 w m^3/kg , czyli ciężar właściwy



Rys. 49.

$\gamma_1 = \frac{1}{v_1}$ w kg/m^3 i prędkość c_1 , która jest w stosunku do wylotowej prędkości pary z dyszy tak mała, że można przyjąć $c_1 = 0$. Ponieważ dysza posiada różne przekroje, przeto w każdym przekroju panuje różne, lecz określone ciśnienie pary. Kierunek przepływu pary przez dyszę oznacza strzałka.

Prędkość płynących cząsteczek zwiększa się przy przepływie z jednego przekroju do drugiego, a pracę do tego potrzebną wykonywa się kosztem spadku ciśnienia.

W przekroju dyszy F niechaj para posiada ciśnienie p , objętość właściwą v i prędkość c . Na nieskończenie małą masę m , płynącą z przekroju F do drugiego, nieskończenie blisko położonego przekroju, działa w kierunku prądu ciśnienie $f \cdot p$, a przeciw prądowi ciśnienie $f(p + dp)$; czyli ciśnienie wypadkowe, pchające masę m w kierunku prądu, równa się $(-f \cdot dp)$. Oznaczmy przez dc zwiększenie się prędkości pomiędzy tymi dwoma

przekrojami, to otrzymamy: przyspieszenie $= \frac{dc}{dt}$, a ciśnienie przyspieszające $= m \frac{dc}{dt}$.